

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-064863

(43)Date of publication of application : 29.02.2000

(51)Int.Cl. F02D 13/02  
 F01L 13/00  
 F02B 11/00  
 F02D 15/04  
 F02D 41/04  
 F02D 43/00  
 F02P 7/10

(21)Application number : 10-235730

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 21.08.1998

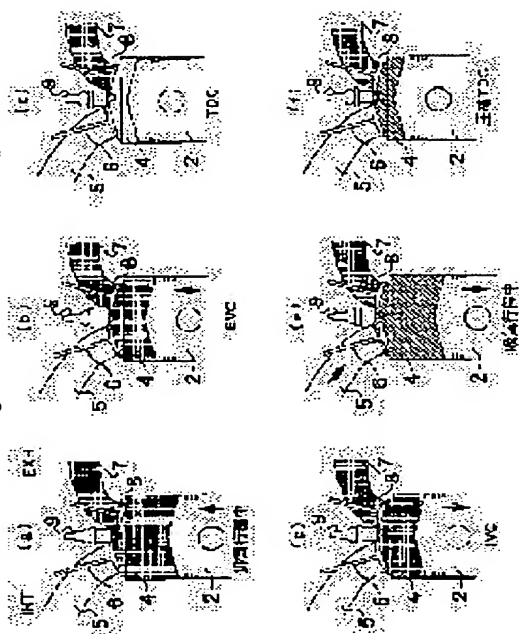
(72)Inventor : NODA TORU  
 MASUDA GOJI  
 IYAMA AKIHIRO

## (54) FOUR-CYCLE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To realize homogeneous premixed compression ignition combustion, which is high thermal efficiency and low NOx emission, in a wide range of engine load.

**SOLUTION:** Combustion of high thermal efficiency and low NOx emission is realized by providing a variable valve system capable of controlling valve close timing EVC of an exhaust valve 8 and valve open timing IVO of an intake valve 6, advancing the valve close timing EVC of the exhaust valve 8 and delaying the valve open timing IVO of the intake valve 6 so as to perform internal EGR of large amount when an engine is in a low load, and compression igniting a mixture of high temperature uniformly mixed with the internal EGR and fresh air. Both the valve close timing EVC of the exhaust valve 8 and the valve open timing IVO of the intake valve 6 are controlled in the vicinity of the top dead center of a piston when the engine is in a high load, and a spark plug 9 performs ignition and flame propagation combustion.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

24.04.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the  
 examiner's decision of rejection or application  
 converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of  
 rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision  
 of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開 2000-64863

(P 2 0 0 0 - 6 4 8 6 3 A)

(43) 公開日 平成 12 年 2 月 29 日 (2000.2.29)

(51) Int. Cl.	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F02D 13/02		F02D 13/02	J 3G019
F01L 13/00	301	F01L 13/00	Y 3G023
F02B 11/00		F02B 11/00	Z 3G084
F02D 15/04		F02D 15/04	A 3G092
41/04	320	41/04	320 3G301
審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 10 頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願平 10-235730

(22) 出願日 平成 10 年 8 月 21 日 (1998.8.21)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

(72) 発明者 野田 徹

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

日産

自動車株式会社内

(72) 発明者 梶田 剛司

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

日産

自動車株式会社内

(74) 代理人 100083806

弁理士 三好 秀和 (外 8 名)

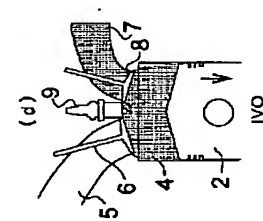
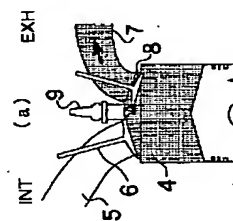
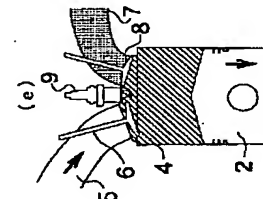
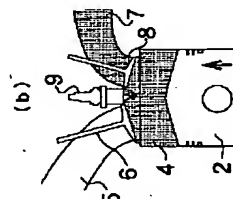
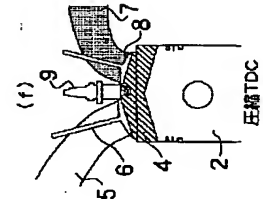
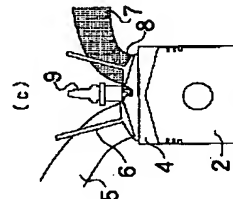
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 4 サイクル内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 高熱効率・低 NO<sub>x</sub> 排出である均質予混合圧縮着火燃焼を、機関負荷の幅広い範囲で実現する。

【解決手段】 排気弁 8 の閉弁時期 EVC と吸気弁 6 の開弁時期 IVO を制御可能な可変動弁機構 10A、10B を備え、機関低負荷時は排気弁 8 の閉弁時期 EVC を進角し、吸気弁 6 の開弁時期 IVO を遅角することで大量の内部 EGR を行い、内部 EGR と新気が均一に混合された高温の混合気を圧縮着火させ、高熱効率・低 NO<sub>x</sub> 排出の燃焼を実現する。機関高負荷時は排気弁 8 の閉弁時期 EVC、吸気弁 6 の開弁時期 IVO とともにピストン上死点付近とし、点火プラグ 9 により点火、火炎伝播燃焼させる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 吸気弁と排気弁のバルブタイミングを機関の高負荷時と低負荷時とで切り替え可能な可変動弁機構を備え、高負荷時は前記排気弁がピストン上死点近辺にて閉弁されるバルブタイミングに設定する一方、低負荷時は負荷が小さいほど前記排気弁の閉弁時期がピストン上死点前の排気行程中途に進角されるバルブタイミングに設定し、かつ、高負荷時は燃焼室に設けた点火装置によりピストンの圧縮上死点付近にて混合気を点火・燃焼させる一方、低負荷時は前記点火装置による点火を行わずに混合気を圧縮着火・燃焼させるようにしたことを特徴とする 4 サイクル内燃機関。

【請求項 2】 吸気弁はその開弁時期を、高負荷時はピストン上死点近辺にて開弁されるバルブタイミングに設定する一方、低負荷時はピストン上死点後の吸気行程中途にて開弁されるバルブタイミングに設定したことを特徴とする請求項 1 に記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 3】 吸気弁はその開弁時期を、高負荷時はピストン上死点近辺にて開弁されるバルブタイミングに設定する一方、低負荷時は負荷が小さいほど、前記吸気弁の開弁時期がピストン上死点後の吸気行程中途に遅角されるバルブタイミングに設定したことを特徴とする請求項 1、2 に記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 4】 低負荷時における吸気弁の開弁時期を筒内圧力が吸気管圧力と略同等となる時期に設定したことを特徴とする請求項 1～3 の何れかに記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 5】 低負荷時における排気弁の負荷に応じた閉弁時期の進角制御範囲を、クランク角度  $60 \sim 80 \text{ deg}$ ・BTDC に設定したことを特徴とする請求項 1～4 の何れかに記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 6】 低負荷時には高負荷時に比較して、吸気弁の開弁時期を進角させ、もしくは排気弁の開弁時期を遅角させる、の少なくとも何れかを行わせることを特徴とする請求項 1～5 の何れかに記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 7】 低負荷時におけるバルブタイミングを負荷に応じて連続的に可変制御するようにしたことを特徴とする請求項 1～6 の何れかに記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 8】 機関の圧縮比を  $14 \sim 18$  に設定したことを特徴とする請求項 1～7 の何れかに記載の 4 サイクル内燃機関。

【請求項 9】 吸気通路に、少なくとも低負荷時に該吸気通路を部分的に遮蔽する部分遮蔽弁を備えていることを特徴とする請求項 1～8 の何れかに記載の 4 サイクル内燃機関。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、例えば自動車用ガ

ソリンエンジンのような 4 サイクル内燃機関に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 4 サイクル内燃機関の熱効率を向上する手段として、混合気をリーン化することによりポンプ損失を低減すると共に、作動ガスの比熱比を大きくして理論熱効率を向上させることが知られている。

【0003】 しかしながら、従来のガソリンエンジンでは点火プラグによる火花点火と火炎伝播による燃焼が不安定化することから混合気のリーン化にも自ずと限界があり、また、リーン燃焼時には排気浄化のための触媒がいわゆる量論比での燃焼時ほど浄化性能、特に  $\text{NO}_x$  の還元性能を発揮できないという問題がある。

【0004】 一方、従来のディーゼルエンジンでは大幅なリーン燃焼を行うことが可能であるが、煤の排出を生じることがあり、また、リーン燃焼のため前述と同様に排気浄化のための触媒が有効に活性化できない問題がある。

【0005】 そこで、このような問題を解決する手段として、特開平 7-332141 号公報に示されているように、予混合気を圧縮着火燃焼させることによって、リーン燃焼と低  $\text{NO}_x$  排出を図った高圧縮比ガソリン内燃機関が提案されている。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、前述の予混合気の圧縮着火現象は空燃比の影響が大きく、リーン域のリッチ側ではノッキングが生じ、逆にリーン域のリーン側では失火が生じることから、必然的に運転可能な空燃比範囲が制限されてしまう。即ち、運転可能な負荷範囲が制限されてしまう問題を生じる。

【0007】 また、予混合気の圧縮着火燃焼により低  $\text{NO}_x$  排出を図るとしても、EGR を行っていないことから未燃燃料としてシリンダ内に残った HC はほぼ全て排気として排出されてしまうため、燃料を効率よく利用して熱効率を向上させることはできない。

【0008】 一方、特開平 5-321702 号公報には低回転領域で吸排気弁のバルブタイミングを変えて内部 EGR を行わせる技術が開示されているが、単純に低回転領域で内部 EGR のために吸排気弁のバルブタイミングを変えただけでは、ノック性と燃焼安定性に大きな影響を及ぼし、この場合も運転可能な負荷範囲が制限されてしまう。

【0009】 そこで、本発明は機関の高負荷時と低負荷時とで吸排気弁のバルブタイミングを切り替え、かつ、該低負荷時に負荷に応じたバルブタイミングに可変制御して、大量の内部 EGR を行うことでその EGR ガスを熱源として混合気の着火性を促進し、機関のより広い負荷範囲で高熱効率かつ低  $\text{NO}_x$  である均質予混合圧縮着火燃焼を実現すると共に、EGR ガス中の未燃 HC を再燃焼させて燃料を有効利用することで熱効率を向上し、併せてクリーンな排気の 4 サイクル内燃機関を提供する

ものである。

#### 【0010】

【課題を解決するための手段】請求項1の発明にあっては、吸気弁と排気弁のバルブタイミングを機関の高負荷時と低負荷時とで切り替え可能な可変動弁機構を備え、高負荷時は前記排気弁がピストン上死点近辺にて閉弁されるバルブタイミングに設定する一方、低負荷時は負荷が小さいほど前記排気弁の閉弁時期がピストン上死点前の排気行程中途に進角されるバルブタイミングに設定し、かつ、高負荷時は燃焼室に設けた点火装置によりピストンの圧縮上死点付近にて混合気を点火・燃焼させる一方、低負荷時は前記点火装置による点火を行わずに混合気を圧縮着火・燃焼させるようにしたことを特徴としている。

【0011】請求項2の発明にあっては、請求項1に記載の吸気弁はその開弁時期を、高負荷時はピストン上死点近辺に開弁されるバルブタイミングに設定する一方、低負荷時はピストン上死点後の吸気行程中途にて開弁されるバルブタイミングに設定したことを特徴としている。

【0012】請求項3の発明にあっては、請求項1、2に記載の吸気弁はその開弁時期を、高負荷時はピストン上死点近辺にて開弁されるバルブタイミングに設定する一方、低負荷時は負荷が小さいほど、前記吸気弁の開弁時期がピストン上死点後の吸気行程中途に遅角されるバルブタイミングに設定したことを特徴としている。

【0013】請求項4の発明にあっては、請求項1～3に記載の低負荷時における吸気弁の開弁時期を筒内圧力が吸気管圧力と略同等となる時期に設定したことを特徴としている。

【0014】請求項5の発明にあっては、請求項1～4に記載の低負荷時における排気弁の負荷に応じた閉弁時期の進角制御範囲を、クランク角度60～80deg・BTDCに設定したことを特徴としている。

【0015】請求項6の発明にあっては、請求項1～5に記載の低負荷時には高負荷時に比較して、吸気弁の開弁時期を進角させ、もしくは排気弁の開弁時期を遅角させる、の少なくとも何れかを行わせることを特徴としている。

【0016】請求項7の発明にあっては、請求項1～6に記載の低負荷時におけるバルブタイミングを負荷に応じて連続的に可変制御するようにしたことを特徴としている。

【0017】請求項8の発明にあっては、請求項1～7に記載の機関の圧縮比を1.4～1.8に設定したことを特徴としている。

【0018】請求項9の発明にあっては、請求項1～8に記載の機関はその吸気通路に、少なくとも低負荷時に該吸気通路を部分的に遮蔽する部分遮蔽弁を備えていることを特徴としている。

#### 【0019】

【発明の効果】請求項1に記載の発明によれば、機関の低負荷時には排気弁の閉弁時期が進角されてピストン上死点前の排気行程中途にて閉弁されるため、その時点でのシリンダ容積に相当する高温の既燃ガスを燃焼室に滞留させ、次サイクルへの内部EGRとすることができ、次サイクルでは新気が吸入されて内部EGRと攪拌・混合されることによって高温かつ均質な混合気が形成され、この高温の均一混合気が圧縮されることでリーンな混合気の圧縮着火がピストン上死点付近で実現される。

【0020】この時、混合気は高温・高圧雰囲気によって自ら着火・燃焼されるため、点火装置による点火の必要はなく、その燃焼形態は火花点火燃焼に見られるようないわゆる火炎伝播は存在せず、火炎伝播に伴う局所的な高温部が存在することがなく、しかも、火炎面が通過した後の既燃ガス部分が火炎の伝播に伴って圧縮・高温化されないこと、および大量の内部EGRを行っているために混合気中の酸素濃度が低下していること、からNOxの排出を極少量に抑えることができる。

【0021】また、混合気に局所的なリッチ領域が存在しないため煤が生じることがなく、更に、圧縮自己着火によって大幅なリーン燃焼が実現できることと、大量の内部EGRにより通常排出・放棄されてしまう未燃HCの燃焼回収を有効に行えることから、熱効率の向上を実現することができる。

【0022】特に、前記機関低負荷時における排気弁の閉弁時期の進角は負荷に応じて制御して、低負荷域の低負荷方向側では排気弁の閉弁時期の進角度合いを増大して内部EGR量を増大し、低負荷域の高負荷方向側では排気弁の閉弁時期の進角度合いを小さくして内部EGR量を減少させるため、より低負荷な状態、即ち、混合気によりリーンな状態では内部EGRの増加により混合気の温度を更に高められるので、リーンな混合気に対しても確実に圧縮自己着火燃焼を行わせることができ、逆に低負荷域の高負荷方向側では内部EGRの減少によって混合気の温度上昇が比較的抑制されるため、比較的リッチな混合気においてもノッキングの発生を抑制することができる。

【0023】この結果、圧縮着火燃焼可能な混合気温度の範囲が拡大でき、即ち、広い負荷範囲において高熱効率・低NOx排出である予混合圧縮着火燃焼を実現することができる。

【0024】そして、機関の高負荷時には排気弁の閉弁時期を通常の4サイクル内燃機関と同様にピストン上死点付近とすることでシリンダ内の残留ガスを低減し、点火装置による火花点火と火炎伝播による燃焼形態におけるノッキングの発生を抑制し、充填効率の向上を実現できて高出力を得ることができる。

【0025】請求項2に記載の発明によれば、請求項1の発明の効果に加えて、機関の低負荷時に排気弁を排気

行程途中で閉弁することに併せて、吸気弁をピストン上死点後の吸気行程途中で開弁することによって、排気弁の開弁からピストン上死点までにシリンダ内の残留ガスを圧縮するために要した仕事を、ピストン上死点から吸気弁の開弁までに回収することができるため、より一層熱効率の向上に貢献することができる。

【0026】また、吸気弁の開弁時期がピストン上死点後の吸気行程途中で遅角されることにより、ピストン上死点付近で吸気弁を開弁することに較べてピストン速度が大きい時期に吸気開始されることになり、吸気の流入速度が増大されて内部EGRと新気の攪拌・混合が促進されて混合気がより均一化され、更に圧縮着火による燃焼が良好となって熱効率の向上およびNO<sub>x</sub>排出の低減効果を高めることができる。

【0027】請求項3に記載の発明によれば、請求項1、2の発明の効果に加えて、吸気弁の開弁時期を機関の高負荷時はピストン上死点近辺で開弁させる一方、機関の低負荷時は負荷に応じて該吸気弁の開弁時期を遅角させ、低負荷域の低負荷方向側では吸気弁の開弁時期の遅角度合いを増大し、低負荷域の高負荷方向側では吸気弁の開弁時期の遅角度合いを小さくすることによって、排気弁の負荷に応じた閉弁時期に対応して変化する該排気弁の開弁時期からピストン上死点までの間に燃焼室内の残留ガスを圧縮するために要した仕事を、ピストン上死点から吸気弁の開弁時期までの間に確実に回収できて、熱効率を更に高めることができる。

【0028】請求項4に記載の発明によれば、請求項1～3の発明の効果に加えて、機関の低負荷時における吸気弁の開弁時期を、筒内の圧力が吸気管の圧力と同等となる時期としてあるため、残留ガスの圧縮に要した仕事を更に有効に回収できて、熱効率の向上に貢献することができる。

【0029】請求項5に記載の発明によれば、請求項1～4の発明の効果に加えて、機関の低負荷時における排気弁の負荷に応じた閉弁時期の進角制御範囲を、実験の結果から得られたノック強度、P<sub>i</sub>変動率および燃料消費率に優れる最適値に設定してあるから、広い負荷範囲でより安定した予混合圧縮着火燃焼を実現することができる。

【0030】請求項6に記載の発明によれば、請求項1～5の発明の効果に加えて、機関の低負荷時に吸気弁の開弁時期を進角することで、吸気弁の開弁時期からピストン上死点までの有効圧縮比が大きくなり、ピストン上死点における混合気の温度・圧力が大きくなるため更に圧縮着火が容易となる。

【0031】また、機関の低負荷時に排気弁の開弁時期を進角すれば、ピストン上死点から排気弁の開弁時期までの有効膨張比が大きくなり、燃焼により高圧となった作動ガスから更に効率良く仕事を取り出すことが可能となる。

【0032】従って、これらの機関低負荷時における吸気弁開弁時期の進角と、排気弁開弁時期の遅角との制御は、その何れか1つを行ってもよいし、両方を行えばより効果的である。

【0033】請求項7に記載の発明によれば、請求項1～6の発明の効果に加えて、低負荷時における吸排気弁のバルブタイミングを負荷に応じて連続的に可変制御するため、要求される機関負荷に対してきめ細かく内部EGR量、即ち、混合気の温度、を制御して確実な予混合圧縮着火燃焼を実現することができ、また、残留ガスの圧縮に必要な仕事を常にほぼ完全に回収することができる。

【0034】請求項8に記載の発明によれば、請求項1～7の発明の効果に加えて、機関の圧縮比を実験の結果得られたノック強度および燃焼安定性に優れる最適値に設定してあるため、高負荷時にノック発生を回避して高出力を得ることができる一方、低負荷時に安定した予混合圧縮着火燃焼を行わせてトルク、出力の向上を実現することができる。

【0035】請求項9に記載の発明によれば、請求項1～8の効果に加えて、機関の低負荷時に吸気通路の一部を部分遮蔽弁で遮蔽することにより、吸気流速が増大されるため内部EGRと新気との攪拌・混合が良好に行われてより均一な高温の混合気を形成することができて、予混合圧縮着火燃焼の安定化に貢献することができる。

#### 【0036】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を4サイクルガソリン機関を例に採って図面と共に詳述する。

【0037】図1において、1はシリンダブロック、2はピストン、3はシリンダヘッド、4はこれらシリンダブロック1、ピストン2、およびシリンダヘッド3で形成される燃焼室を示す。

【0038】シリンダヘッド3には吸気ポート5を開閉する吸気弁6、および排気ポート7を開閉する排気弁8を配設してあると共に、燃焼室4のほぼ中心位置に点火装置である点火プラグ9を配設してある。

【0039】吸気弁6および排気弁7は、それらの開弁時期と閉弁時期を変更可能な可動弁機構10A、10Bによってそれぞれ独立して開閉するようにしてある。

【0040】機関の諸制御はエンジンコントロールユニット(ECU)11によって行っており、ECU11にはクランク角センサ12a、アクセルペダルセンサ12b、水温センサ12c、エアフローメータ12d等の機関運転状態を検知するためのセンサ12が接続されており、ECU11はこれらセンサ12からの信号入力にもとづいて機関の運転状態を判断して所要の制御を行っており、前記点火プラグ9および可動弁機構10A、10BもこのECU11からの信号出力により駆動制御される。

【0041】可動弁機構10A、10Bとして、例え

ば特開昭 55-137305 号公報に示されているものを用いることができる。

【0042】図 2 は前記公報に示された可変動弁機構で、その作動原理は該公報に詳しいのでその詳細な説明は省略するが、揺動プレート 13 によりロッカーアーム 14 の支点を変位させて、揺動カム 15 の位相を変化させることで図 3 に示すようなバルブタイミングおよびバルブリフトの可変制御を可能としている。

【0043】図 4 はこのような可変動弁機構 10A、10B による吸排気弁 6、8 の高負荷時と低負荷時におけるバルブタイミングの変化状況を示している。

【0044】図 4 の (イ) に示す機関高負荷時のバルブタイミングは、いわゆる通常の 4 サイクルガソリン機関のそれであり、排気弁 8 の開弁時期 EVC と吸気弁 6 の開弁時期 IVO はともにピストン上死点 (TDC) 付近となっていて所定のバルブオーバーラップ (O/L) が設定されている。

【0045】図 4 の (ロ) に示す機関低負荷時におけるバルブタイミングは、前記高負荷時に対して排気弁 8 の開弁時期 EVC が進角されて排気行程中途となっており、同時に排気弁 8 の開弁時期 EVO が遅角されてよりピストン下死点 (BDC) に近い時期となっている。

【0046】この機関低負荷時には吸気弁 6 については、その開弁時期 IVO が排気弁 8 の開弁時期～ピストン上死点までの期間と該吸気弁 6 のピストン上死点～吸気弁 6 の開弁時期までの期間とがほぼ等しくなるように遅角して設定され、吸気弁 6 の開弁時期 IVC は同時に進角されてピストン下死点に近い時期となっている。この時、ピストン上死点付近におけるバルブオーバーラップは全く存在せず、マイナスオーバーラップ (マイナス O/L) とでも呼ぶべき状態になっている。

【0047】本実施形態における可変動機構 10A、10B は、機関の高負荷時と低負荷時とでバルブタイミングを切り替えると共に、低負荷時は負荷に応じてバルブタイミングを連続的に可変可能としてあり、従って、図 4 の (ロ) に示した低負荷時におけるバルブタイミングは、ある負荷状況における 1 例を示しているに過ぎない。

【0048】この機関低負荷時におけるバルブタイミングについて、図 5 にクランク角の推移に対して吸排気弁 6、8 のリフトカーブを示している。

【0049】図 6 は前記機関低負荷時のマイナス O/L を成すバルブタイミングにおける燃焼室 4 内のガス交換過程を説明したものである。

【0050】図 6 の (a) ～ (f) について時間推移を追って説明すると、(a) は排気行程の途中であり、開弁された排気弁 8 から既燃ガスが排気ポート 7 へ排出される。

【0051】(b) で排気行程中途ではあるが、排気弁 8 が開弁されるため、この時点で燃焼室 4 内に残ってい

た既燃ガスは該燃焼室 4 内に閉じ込められた形になり、この既燃ガスが次サイクルの内部 EGR となる。

【0052】その後 (c) のピストン上死点まで燃焼室 4 内に閉じ込められた内部 EGR を圧縮する。

【0053】この時に要した圧縮のための仕事は、次の (d) に示す吸気弁 6 の開弁までに内部 EGR が膨張してピストン 2 を押し下げることによって回収される。

【0054】(d) 以降は (e) に示すように吸気弁 6 の開弁により吸気ポート 5 から新気を吸入し、内部 EGR と攪拌・混合する。

【0055】この時、吸気弁 6 の開弁時期を遅角してあることにより、ピストン速度が比較的大きい時期に吸気が開始されることになり、吸入速度が大きくなるためこのようなバルブタイミングにおいても新気と EGR は十分に混合されるが、図 1 に仮想線で示すように吸気ポート 5 にその一部を遮蔽する部分遮蔽弁 16 を設け、低負荷時にはこの部分遮蔽弁 16 を閉弁させることによって吸気流速を増大させ、新気と内部 EGR との混合・攪拌をより積極的に行わせるようにしてもよい。

【0056】その後、高温の内部 EGR と新気とが均一に混合された混合気は (f) に示すようにピストン 2 の上昇に伴って圧縮され、ピストン上死点付近で自己着火燃焼に至る。

【0057】この時の筒内圧の変化状況を図 7 の (ロ) に簡略化した P-V 線図にて示しており、図 7 の (イ) に機関高負荷時におけるバルブタイミングによる筒内圧変化状況を比較して P-V 線図にて示している。

【0058】図 7 の (ロ) から判るように、機関低負荷時には圧縮行程～膨張行程の間の圧縮上死点と、排気行程～吸気行程の間のピストン上死点に 2 つの圧力ピーク点 P<sub>1</sub>、P<sub>2</sub> を持っている。しかし、この機関低負荷時には大量の内部 EGR とマイナス O/L を成すバルブタイミングによって、機関高負荷時と同様にポンプ損失に相当する部分 (図 7 の斜線部分) は小さく、熱効率が向上する所以の 1 つとなっている。

【0059】これは、前述のように機関低負荷時におけるバルブタイミングを、例えば図 4 の (ロ) に示す如くに設定することによって、図 6 の (a) ～ (f) に示すようなガス交換過程を経て高温の内部 EGR と新気との均質な混合気が形成され、これがピストン運動に伴って圧縮されることで自ら着火に至って燃焼される結果、大幅なリーン燃焼が可能となり熱効率の向上が得られるのであり、また、均質な自己着火燃焼により局所的な高温部が存在しないことから NO<sub>x</sub> の排出が極少量に抑制されるのである。

【0060】但し、高負荷時から低負荷時への負荷変化に伴って、該低負荷時に単純に所定のマイナス O/L にバルブタイミングを切り替えても、即ち、単一のバルブタイミング設定を行っても、混合気をリーン域で次第にリッチ化して行けば圧縮着火燃焼と云えどもいずれノッ

キングが発生してリッチ限界が生じ、逆に、混合気をリーン域で次第にリーン化して行けば高温の内部EGRを利用しては云え、いずれ燃焼が不安定となってリーン限界が存在し、従って、高熱効率かつ低NO<sub>x</sub>排出である圧縮自己着火燃焼を実現できる負荷範囲が制限されてしまう。

【0061】一方、本実施形態では前述のように機関低負荷時には、負荷に応じて連続的にバルブタイミングを変化させて、例えば図8に示すように低負荷域における低負荷方向側はど排気弁8の開弁時期を進角すると共に吸気弁6の開弁時期を遅角させ、逆に高負荷方向側では排気弁8の開弁時期の進角度合いを小さくすると共に、吸気弁6の開弁時期の遅角度合いを小さくすることによって、前記低負荷方向側では高温の内部EGR量が増大するためよりリーンな混合気に対しても十分な圧縮着火燃焼が維持され、また、高負荷方向側では高温の内部EGR量が減少してノッキングの発生を抑制することができる。

【0062】また、このように機関の低負荷時に負荷に応じて吸気弁6の開弁時期を遅角させ、低負荷域の低負荷方向側では吸気弁6の開弁時期の遅角度合いを増大し、低負荷域の高負荷方向側では吸気弁6の開弁時期の遅角度合いを小さくすることによって、排気弁8の負荷に応じた閉弁時期に対応して変化する該排気弁8の開弁時期からピストン上死点までの間に燃焼室4内の残留ガスを圧縮するために要した仕事を、ピストン上死点から吸気弁6の開弁時期までの間に確実に回収できて、熱効率を一段と高めることができ、このような吸気弁6の開弁時期において、筒内圧力は必然的に吸気ポート圧力、即ち、過給機を用いない機関ではほぼ1気圧になっている。これは、排気弁8の開弁時期における筒内圧力がほぼ1気圧であることから自明である。

【0063】更に、機関の低負荷時に吸気弁6の開弁時期を進角することで、該吸気弁の開弁時期からピストン上死点までの有効圧縮比が大きくなり、ピストン上死点における混合気の温度・圧力が大きくなるため更に圧縮着火が容易となり、かつ、該低負荷時に排気弁8の開弁時期を遅角することによって、ピストン上死点から排気弁8の開弁時期までの有効膨張比が大きくなり、燃焼により高温となった作動ガスから更に効率良く仕事を取り出すことが可能となる。

【0064】図9は本発明者の実験結果を示すもので、機関の低負荷時における排気弁8の負荷に応じた閉弁時期EVCの進角制御範囲を、クランク角度60～80deg・BTDCに設定したところ、同図の矢印A<sub>1</sub>、A<sub>2</sub>、A<sub>3</sub>でそれぞれ示すように、EVC=60, 70, 80(deg・BTDC)の各閉弁時期において、ノック強度、Pi変動率、および燃料消費率のいずれにも優れた最も運転性の良い負荷範囲が存在し、従って、この進角制御範囲でEVCを負荷に応じて連続的に制御す

ば、要求される機関負荷に対してきめ細かく内部EGR量、即ち、混合気の温度、を制御して確実な予混合圧縮着火燃焼を実現でき、幅広い負荷範囲において均質予混合圧縮着火燃焼を機関として成立できることが確認されている。

【0065】本実施形態では前述のように機関低負荷時に排気弁8の開弁時期の進角制御を、負荷に応じて連続的に可変制御するようにしているが、これは勿論、前記各閉弁時期、即ち、EVC=60, 70, 80(deg・BTDC)の進角制御を負荷に応じて多段階に可変制御するようにしてもよい。

【0066】機関の低負荷時は前述のように負荷に応じたバルブタイミングの制御の下に圧縮自己着火燃焼を行わせるが、機関の高負荷時は前記図4の(イ)に示すように通常の4サイクルガソリン機関と同様のバルブタイミングに戻され、新気を吸気・圧縮して点火プラグ9により火花点火し、火炎伝播によって燃焼させる。

【0067】ここで、以上のように機関低負荷時における排気弁8の開弁時期の進角制御範囲が最適値に設定されるが、実験の結果、機関の圧縮比を1.4～1.8に設定することによって図10に示すように運転可能負荷範囲を広げられることが確認されている。

【0068】これは、機関の圧縮比が1.4よりも小さいと低負荷時に燃焼安定性が損なわれてトルク、出力が悪化してしまい、また、機関の圧縮比が1.8よりも大きいと高負荷時にノック発生が顕著となってしまいうものであり、従って、機関の圧縮比を前述のように適切に設定することによって、高負荷時にノック発生を回避して高出力を得ることができる一方、低負荷時に安定した予混合圧縮着火燃焼を行わせてトルク、出力の向上を実現することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態の構成を示す説明図。

【図2】同実施形態における可変動弁機構の一例を示す説明図。

【図3】図2に示す可変動弁機構のバルブタイミングとバルブリフトの変化を示す図。

【図4】図1に示す実施形態のバルブタイミングの設定を示す図で、(イ)は高負荷時を、(ロ)は低負荷時を示す。

【図5】図4に示すバルブタイミングをクランク角度に対して示した図。

【図6】図1に示す実施形態の低負荷時における燃焼室内のガス交換過程を示す説明図。

【図7】同実施形態における燃焼室内の圧力変化の推移をP-V線図にて示した図で、(イ)は高負荷時を、(ロ)は低負荷時を示す。

【図8】低負荷時における排気弁の開弁時期および吸気弁の開弁時期の変化を示した図。

【図9】バルブタイミングによる圧縮着火燃焼の様子

11

12

違いを実験的に示した図。

【図 10】 機関の圧縮比による運転可能負荷範囲を示した図。

【符号の説明】

- 1 シリンダブロック
- 2 ピストン
- 3 シリンダヘッド
- 4 燃焼室

5 吸気ポート

6 吸気弁

7 排気ポート

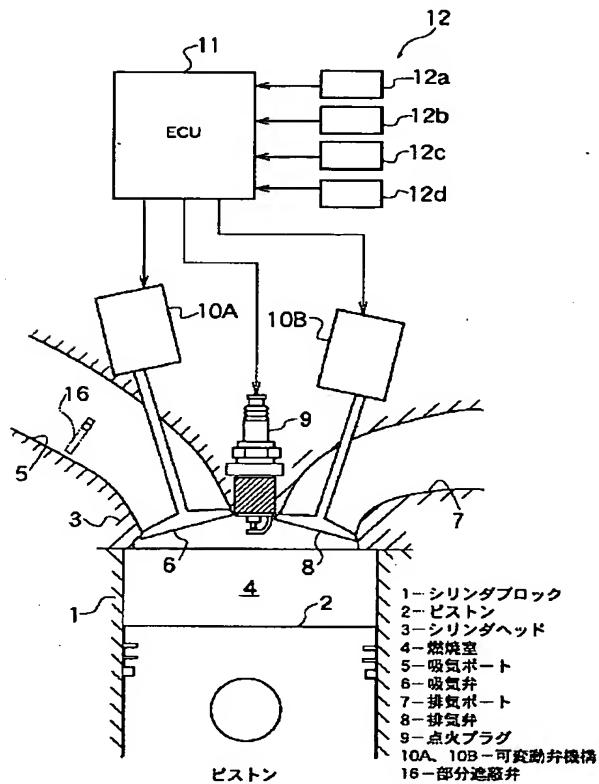
8 排気弁

9 点火プラグ

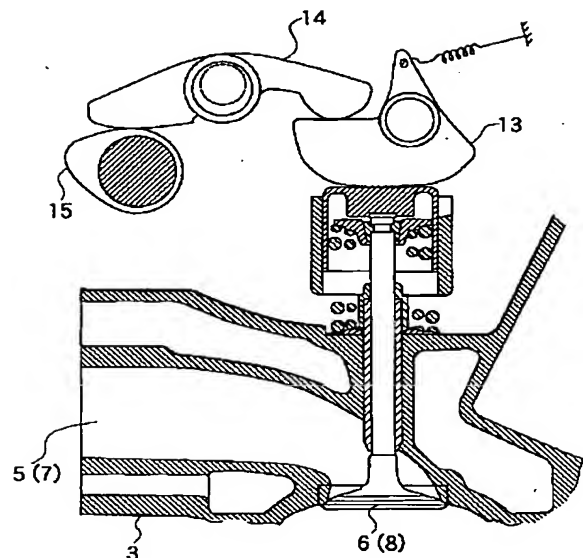
10A, 10B 可変動弁機構

16 部分遮蔽弁

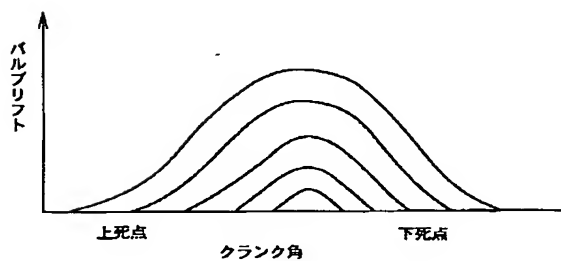
【図 1】



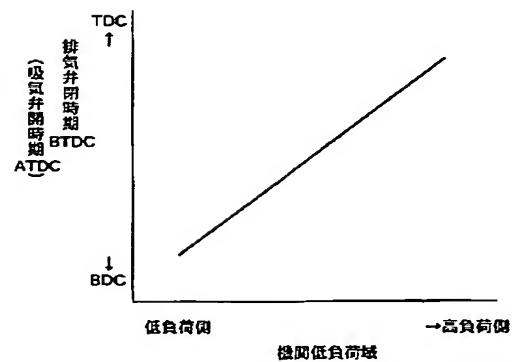
【図 2】



【図 3】

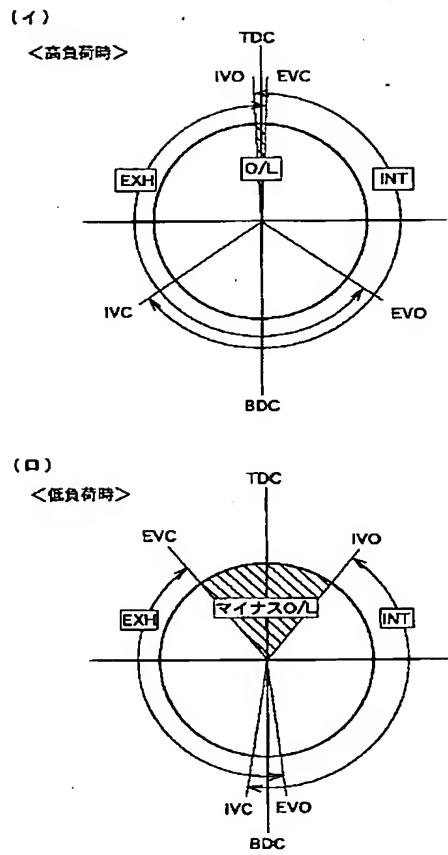


【図 8】

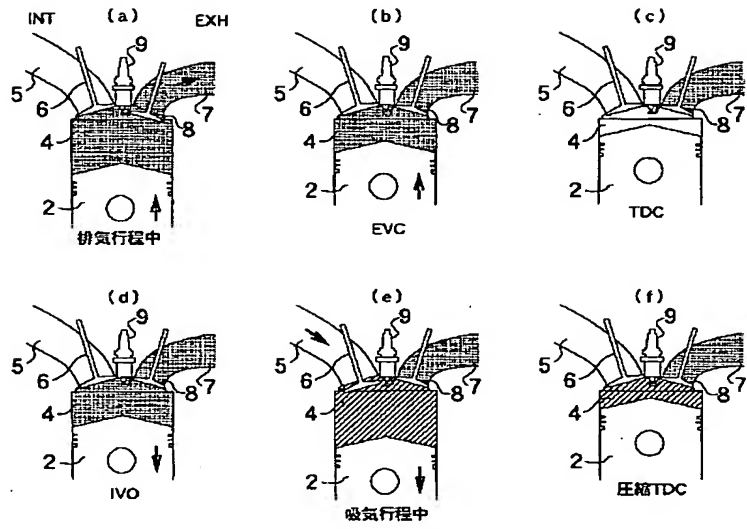




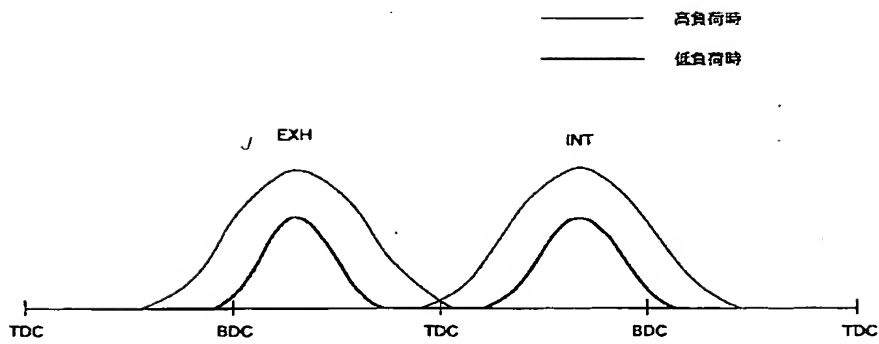
【図 4】



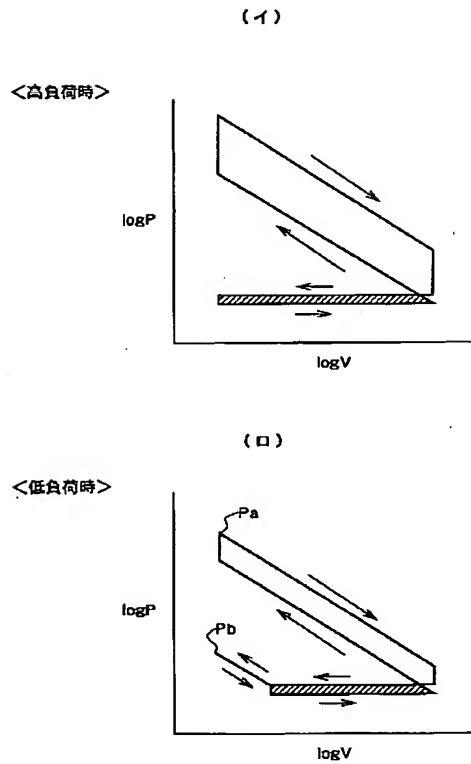
【図 6】



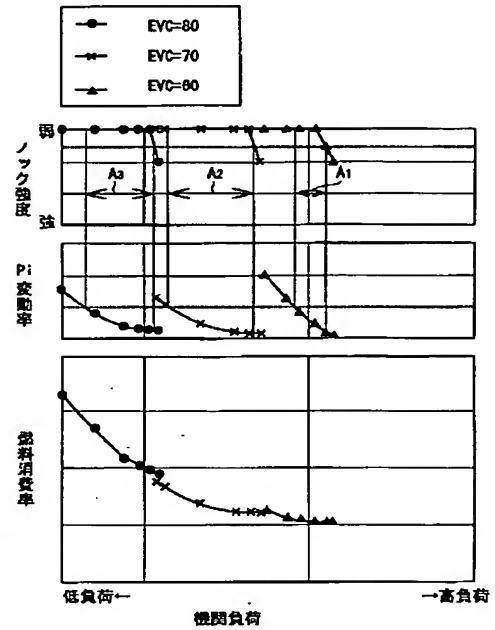
【図 5】



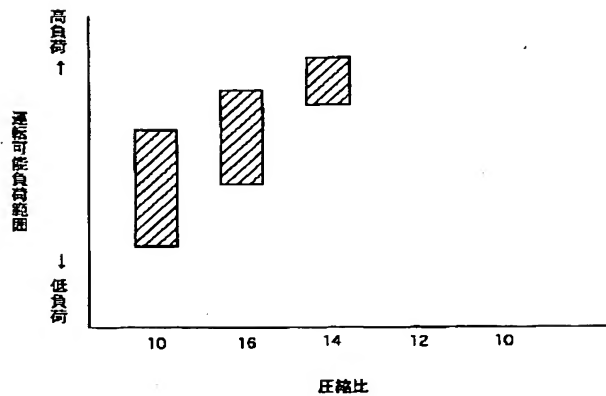
【図 7】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

F 02 D 43/00

識別記号

3 0 1

F I

F 02 D 43/00

テーマコード(参考)

3 0 1 A

3 0 1 Z

3 0 1 S

F 02 P 7/10

F 02 P 7/10

D

(72) 発明者 飯山 明裕

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産  
自動車株式会社内

F ターム ( 参考 ) 3G019 AA07 AB04 AB05 AC07 AC08  
BA05 CB04 CB17 GA01 GA05  
GA08 GA11  
3G023 AA04 AA05 AA06 AB01 AB05  
AB06 AC02 AD03 AF00 AG02  
3G084 AA00 AA04 BA23 CA03 CA04  
DA02 DA10 FA07 FA10 FA33  
FA38  
3G092 AA00 AA01 AA05 AA09 AA11  
AB02 BA08 DA01 DA02 DA05  
DA12 DC02 EA03 EA04 EA22  
EA25 FA16 FA17 FA18 FA21  
FA24 GA05 GA06 HA01Z  
HE03Z HE08Z HF08Z  
3G301 HA00 HA01 HA15 HA19 JA02  
JA22 JA25 JA26 KA08 KA09  
LA02 LA07 LB02 NE11 NE12  
NE15 PA01Z PE03Z PE08Z  
PF03Z